

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

27.12.2004

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 3 年 1 2 月 2 6 日  
Date of Application:

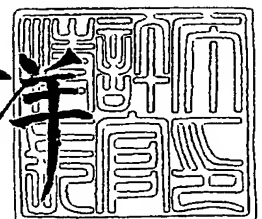
出 願 番 号            特 願 2 0 0 3 - 4 3 5 3 7 0  
Application Number:  
[ST. 10/C] :            [ J P 2 0 0 3 - 4 3 5 3 7 0 ]

出      願      人            三 菱 マ テ リ ア ル 株 式 会 社  
Applicant(s):

2 0 0 5 年    2 月 1 0 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

小 川 洋



【書類名】 特許願  
【整理番号】 J15852A1  
【提出日】 平成15年12月26日  
【あて先】 特許庁長官 殿  
【国際特許分類】 F04C 2/10  
【発明者】  
    【住所又は居所】 新潟県新潟市小金町 3 丁目 1 番 1 号 三菱マテリアル株式会社  
                        新潟製作所内  
    【氏名】 細野 克明  
【特許出願人】  
    【識別番号】 000006264  
    【氏名又は名称】 三菱マテリアル株式会社  
【代理人】  
    【識別番号】 100064908  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 志賀 正武  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100108578  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 高橋 詔男  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100101465  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 青山 正和  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100117189  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 江口 昭彦  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100120396  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 杉浦 秀幸  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100108453  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 村山 靖彦  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100106057  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 柳井 則子  
【手数料の表示】  
    【予納台帳番号】 008707  
    【納付金額】 21,000円  
【提出物件の目録】  
    【物件名】 特許請求の範囲 1  
    【物件名】 明細書 1  
    【物件名】 図面 1  
    【物件名】 要約書 1  
    【包括委任状番号】 0205685

## 【書類名】 特許請求の範囲

## 【請求項 1】

$n$  ( $n$  は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う  $n + 1$  枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送する内接型ギヤポンプであって、

前記ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径は、前記アウターロータの外径より  $0.1 \text{ mm}$  以上  $0.6 \text{ mm}$  以下大きく設定され、

前記インナーロータと前記アウターロータとの偏心量を  $e_r$ 、前記インナーロータと前記ケーシングに形成された孔との偏心量を  $e_h$  とするとき、

$$0.005 \text{ mm} \leq (e_h - e_r) \leq 0.030 \text{ mm}$$

を満たすことを特徴とする内接型ギヤポンプ。

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内接型ギヤポンプ

【技術分野】

【0001】

本発明は、インナーロータとアウターロータとが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入・吐出する内接型ギヤポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、内接型ギヤポンプは、 $n$ 枚の外歯を有するインナーロータと、この外歯に噛み合う  $n+1$  枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、ケーシングに形成された孔に両ロータを収納した状態で、駆動軸に連結されたインナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合っアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入・吐出するようになっている。

【0003】

セルは、その回転方向前側と後側で、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られており、インナーロータの回転に伴い回転移動する独立した流体搬送室を構成している。各セルは外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動しながら容積を拡大させて、吸入ポートから流体を吸入する。そして、容積が最大となったセルは、吐出ポートに沿って移動しながら容積を減少させて、吐出ポートから流体を吐出する（例えば特許文献1参照）。

【0004】

そして、インナーロータとアウターロータとは所定量だけ偏心させて配設されるとともに、アウターロータとケーシングの前記孔とは同軸的に配設された構成となっている。

このような構成を有する内接型ギヤポンプは、小型で構造が簡単であるため自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として広範囲に利用されている。自動車に搭載される場合におけるこのポンプの駆動手段としては、エンジンのクランク軸にインナーロータが直結されてエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動がある。

【0005】

ところで、このような内接型ギヤポンプは、組立て上の便宜等のため、このギヤポンプを形成したときに、前記各部材が所定の遊びを持つような寸法に設定されるのが一般的である。すなわち、インナーロータの中心部に穿設された貫通孔の内径は、この貫通孔に装入される駆動軸の外径より約  $0.1\text{ mm} \sim 0.6\text{ mm}$  大きくされ、また、ケーシングに形成された孔の内径は、アウターロータの外径より、約  $0.1\text{ mm} \sim 0.6\text{ mm}$  大きくされており、前述したように、アウターロータとケーシングの前記孔とが同軸的に配設されていることと相俟って、アウターロータの外周面は全周にわたって、ケーシングに形成された孔の内周面との間に、約  $0.05\text{ mm} \sim 0.3\text{ mm}$  のクリアランスが設けられている。

【0006】

したがって、以上のように構成された内接型ギヤポンプを駆動させると、インナーロータと駆動軸との間のクリアランスによって、インナーロータは駆動軸の中心軸を基準にして、径方向に約  $0.05\text{ mm} \sim 0.3\text{ mm}$  程度振れ回りながら回転され、また、アウターロータとケーシングに形成された孔との間のクリアランスによって、アウターロータは前記ケーシング孔の中心軸を基準として、径方向に約  $0.05\text{ mm} \sim 0.3\text{ mm}$  程度振れ回りながら回転されることになる。このため、インナーロータの外歯がアウターロータの内歯と衝突し、この際にアウターロータが受けた駆動力により、さらにこのアウターロータの外周面がケーシングに形成された孔の内周面と衝突する場合がある。したがって、内接型ギヤポンプを駆動させた際に騒音が発生するとともに、ポンプ効率の低下が発生する場合がある。

## 【0007】

このようなアウターロータの外周面とケーシングに形成された孔の内周面との衝突発生を抑制するための手段として、従来から、インナーロータの径方向中心部にインローを形成し、このインローをケーシングの前記孔の底面に形成した溝部に装入し、インナーロータの前記振れ回りを抑制し、アウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生を回避する構成が採用されている。

【特許文献1】特許第3293507号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0008】

しかしながら、前記従来では、インナーロータに形成したインローと、ケーシングに形成した前記溝部との間に摺動抵抗が生じ、この摺動抵抗によるエネルギー損失量は、内接型ギヤポンプを駆動する際に生ずる全エネルギー損失量の約25%を占め、このギヤポンプの更なる高効率化を図るには限界が生じていた。

## 【0009】

本発明はこのような事情を鑑みてなされたものであり、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制できる内接型ギヤポンプを提供することを目的とする。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0010】

前記課題を解決して、このような目的を達成するために、本発明は以下の手段を提案している。

請求項1に係る発明は、 $n$  ( $n$ は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う  $n+1$  枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するとき両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送する内接型ギヤポンプであって、前記ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径は、前記アウターロータの外径より0.1mm以上0.6mm以下大きく設定され、前記インナーロータと前記アウターロータとの偏心量を  $e_r$ 、前記インナーロータと前記ケーシングに形成された孔との偏心量を  $e_h$  とするとき、

$$0.005\text{mm} \leq (e_h - e_r) \leq 0.030\text{mm}$$

を満たすことを特徴とする。

## 【0011】

この発明によれば、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とが噛み合って、セルの容積が最小となる噛み合い位置における、ケーシングに形成された孔の内周面とアウターロータの外周面との距離が最小限に抑制される。

したがって、インナーロータの外歯からアウターロータの内歯に駆動力が伝達され、アウターロータが、このロータの前記噛み合い位置の接線方向における回転方向前側に移動し、かつケーシングの孔の内周面に沿うことによって回転しようとしたときに、この回転方向前側への移動がケーシングに形成された孔の内周面により拘束されることになる。

これにより、ケーシングの孔内でのアウターロータの配置位置が安定するため、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との衝突、およびアウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生が最小限に抑制される。また仮に、これらの衝突が発生した場合でも、この際の衝突エネルギー量が最小限に抑制される。

## 【0012】

また、アウターロータが、前記回転方向前側への移動が拘束され、かつケーシングの孔の内周面に沿うことにより、前記噛み合い位置と回転中心を挟んで対向する位置に向う移動量が、前記拘束分だけ大きくなる、すなわちアウターロータが前記対向位置に付勢される。これにより、この対向位置におけるインナーロータの外歯とアウターロータの内歯と

の衝突発生が抑制される。

さらに、前記対向位置におけるケーシングの孔の内周面とアウターロータの外周面との距離が最大限確保されるため、この対抗位置におけるアウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生が抑制される。

#### 【0013】

以上により、インナーロータの径方向中央部にインローを形成し、このインローをケーシングの前記孔の底面に形成した溝部に装入した構成を採用するまでもなく、アウターロータとケーシングとの衝突、およびインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との衝突発生を抑制することが可能になる。したがって、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

#### 【発明の効果】

#### 【0014】

本発明に係る内接型ギヤポンプによれば、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0015】

本発明に係る内接型ギヤポンプの一実施形態について、図1および図2を参照して説明する。

図1に示す内接型ギヤポンプは、8枚の外歯11が形成されたインナーロータ10と、該外歯11と噛み合う9枚の内歯21が形成されたアウターロータ20と、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシング30とを備える概略構成とされている。

そして、ケーシング30には孔31が形成されており、この孔31に両ロータ10, 20が収納された構成となっている。なお、吸入ポートおよび吐出ポートは図1において図示を省略している。

#### 【0016】

インナーロータ10には、径方向中央部に貫通孔12が穿設されており、この内径は、貫通孔12に装入される駆動軸の外径より約0.1mm~0.6mm大きくされている。なお、この駆動軸は、図示しないエンジンのクランク軸に直結されており、これにより、インナーロータ10は、エンジンの回転によって軸心O1を中心としてケーシング30の内部にて周方向に回転可能に支持された構成となっている。したがって、この軸心O1は、インナーロータ10、および前記駆動軸の回転中心のみならず、貫通孔12の中心でもある。

#### 【0017】

アウターロータ20は、軸心O2をインナーロータ10の軸心O1に対して偏心（偏心量： $e_r$ ）させて内歯21を外歯11に噛み合わせて配置され、この軸心O2を中心としてケーシング30の内部にて周方向に回転自在に支持されている。

#### 【0018】

ここで、インナーロータ10の外歯11は、歯先部11aの歯形が、第1の基礎円D<sub>i</sub>に外接して滑りなく転がる第1の外転円A<sub>i</sub>によって創成される外転サイクロイド曲線を基にした形状とされるとともに、歯溝部11bの歯形が、第1の基礎円D<sub>i</sub>に内接して滑りなく転がる第1の内転円B<sub>i</sub>によって創成される内転サイクロイド曲線を基にした形状とされている。

#### 【0019】

また、アウターロータ20の内歯21は、歯先部21aの歯形が、第2の基礎円D<sub>o</sub>に内接して滑りなく転がる第2の内転円B<sub>o</sub>によって創成される内転サイクロイド曲線を基にした形状とされるとともに、歯溝部21bの歯形が、第2の基礎円D<sub>o</sub>に外接して滑りなく転がる第2の外転円A<sub>o</sub>によって創成される外転サイクロイド曲線を基にした形状と

されている。

#### 【0020】

ところで、前述したインナーロータ10の軸心O1とアウターロータ20の軸心O2との偏心量 $e_r$ は、インナーロータ10の各外歯11の歯先部11aの頂部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径、すなわちインナーロータの大径を $d$ とし、同ロータ10の各外歯11の歯溝部11bの底部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径、すなわちインナーロータ10の小径を $D$ としたときに、次式により得られる。

$$e_r = (d - D) / 4$$

#### 【0021】

両ロータ10, 20はそれぞれの歯面形状により互いに噛み合って前記駆動軸の回転により回転される。そして、互いに噛み合う両ロータ10, 20の噛み合い点と噛み合い点との間には、流体の搬送室であるセルSが形成される。このセルSに対して開口する吸入ポートおよび吐出ポートがケーシング30に形成されており、この吸入ポートおよび吐出ポートから各セルSとの流体のやりとりが行われるようになっている。

セルSは両ロータ10, 20の回転とともに回転移動しながら、この容積が変化するようになっている。セルSの容積の拡大過程において吸入ポートから流体が吸入され、セルSの容積の縮小過程において吐出ポートから流体が吐出されるようになっている。

#### 【0022】

ケーシング30には、前述したように両ロータ10, 20を収納する孔31が形成されており、この孔31の内径は、アウターロータ20の外径より約0.1mm以上0.6mm以下大きくなっている。そして、この孔31の中心O3は、図1に示すように、アウターロータ20の軸心O2から、この軸心O2を挟んでインナーロータ10の軸心O1および噛み合い位置Aから離間する方向へ0.005mm以上0.030mm以下、より好ましくは0.010mm以上0.020mm以下だけ偏心させて位置させている。すなわち、インナーロータ10とアウターロータ20との偏心量を $e_r$ 、インナーロータ10とケーシング30の孔31との偏心量を $e_h$ とすると、

$$0.005\text{mm} \leq (e_h - e_r) \leq 0.030\text{mm}$$

を満たした構成となっている。

なお、噛み合い位置Aとは、図1に示すように、アウターロータ20にインナーロータ10の回転駆動力が伝達される位置をいう。

#### 【0023】

これにより、図1に示すように、ケーシング30の孔31の内周面と、アウターロータ20の外周面との間のクリアランス $t$ は、噛み合い位置Aにおけるクリアランス $t_A$ が最小となり、この位置Aから回転方向前側若しくは後側に $180^\circ$ ずれた周方向位置Bにおけるクリアランス $t_B$ が最大となるように、前記噛み合い位置Aから位置Bに向うに従い漸次大きくなる構成となっている。

以上により、噛み合い位置Aにおけるクリアランス $t_A$ は、0.020mm以上0.295mm以下となり、位置Bにおけるクリアランス $t_B$ は、0.055mm以上0.330mm以下となる。

なお、図1において、ケーシング30の孔31は、説明の便宜のため大きく描いたものとなっている。

#### 【0024】

ここで、図1に示すインナーロータ10, アウターロータ20, およびケーシング30の諸元値を実施例1として、この従来技術としての比較例1とともに図2(a), (b)に示す。

図2(a)において、アウターロータの大径とは、各内歯21の歯溝部21bの底部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径を示し、同ロータの小径とは、各内歯21の歯先部21aの頂部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径を示している。

ここで、図2に示す実施例1および比較例1はともに、ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径が79.99mm以上80.01mm以下とされ、この孔

の内周面と対向するアウターロータの外周面の外径が79.75mm以上79.80mm以下とされている。

#### 【0025】

図2(b)に示すように、実施例1は、従来技術としての比較例1と比べて、インナーロータ10(軸心O1)およびケーシング30の孔31(中心O3)の位置を変えないで、アウターロータ20(軸心O2)だけを噛み合い位置A側、すなわち図1における紙面の下側に向けて0.015mmだけ位置をずらし、前記偏心量 $e_r$ を比較例1より0.015mm小さくしている。そして、この位置ずれさせた分だけ、前記噛み合い位置Aにおいては、外歯11の歯先部11aと内歯21の歯溝部21bとの間に間隙が生じ、前記周方向位置Bにおいては、外歯11の歯先部11aと内歯21の歯溝部21bとの間の間隙が小さくなり、このギヤポンプの噛み合い状態が変化するので、この噛み合い状態を維持するために、図2(a)に示すように、外歯11の歯先部11aを創成する第1の外転円Aiの直径を0.030mm小さくするとともに、内歯21の歯溝部21bを創成する第2の外転円Aoの直径を0.030mm小さくしている。

ここで、前述したように、前記偏心量 $e_r$ は、インナーロータの大径dと小径Dとから算出されるので、以上を換言すれば、両ロータの歯丈を従来技術としての比較例1と比べて0.015mmだけ小さくすることにより、実施例1が実現されることになる。

#### 【0026】

以上により、噛み合い位置Aにおけるケーシング30の孔31の内周面と、アウターロータ20の外周面とのクリアランス $t_A$ を最小限に抑制することが可能になるとともに、このような構成においても、外歯11と内歯21との噛み合い状態は従来と同等に維持できるようになっている。

#### 【0027】

以上説明したように本実施形態による内接型ギヤポンプによれば、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とが噛み合っ、セルSの容積が最小となる噛み合い位置Aにおける、ケーシング30に形成された孔31の内周面とアウターロータ20の外周面とのクリアランス $t_A$ を最小限に抑制することができる。

したがって、インナーロータ10の外歯11からアウターロータ20の内歯21に駆動力が伝達され、アウターロータ20が、このロータ20の前記噛み合い位置Aの接線方向における回転方向前側に移動し、かつケーシング30の孔31の内周面に沿うことによって回転しようとしたときに、この回転方向前側への移動がケーシング30の孔31の内周面により拘束されることになる。

これにより、ケーシング30の孔内31でのアウターロータ20の配置位置が安定するため、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との衝突、およびアウターロータ20の外周面とケーシング30の孔31の内周面との衝突発生を最小限に抑制することができる。また仮に、これらの衝突が発生した場合でも、この際の衝突エネルギー量を最小限に抑制することができる。

#### 【0028】

また、アウターロータ20が、前記回転方向前側への移動が拘束され、かつケーシング30の孔31の内周面に沿うことにより、このロータ20が、噛み合い位置Aから回転方向前側若しくは後側に180°ずれた周方向位置Bに向う移動量が前記拘束分だけ大きくなる、すなわちアウターロータ20が前記位置Bに付勢される。これにより、この位置Bにおけるインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との衝突発生を抑制することができる。

さらに、前記位置Bにおけるケーシング30の孔31の内周面とアウターロータ20の外周面との距離 $t_B$ が最大限確保されるため、この位置Bにおけるアウターロータ20の外周面とケーシング30の孔31の内周面との衝突発生を抑制することができる。

#### 【0029】

以上により、インナーロータ20の径方向中央部にインローを形成し、このインローをケーシング30の孔31の底面に形成した溝部に装入した構成を採用するまでもなく、ア



ウターロータ 20 とケーシング 30 との衝突、およびインナーロータ 10 の外歯 11 とアウターロータ 20 の内歯 21 との衝突発生を抑制することが可能になる。したがって、内接型ギヤポンプの大幅な摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成においても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

#### 【0030】

なお、本発明の技術的範囲は前記実施の形態に限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲において種々の変更を加えることが可能である。

#### 【0031】

例えば、前記実施形態では、インナーロータ 10 の外歯 11、およびアウターロータ 20 の内歯 21 として、サイクロイド曲線に基づいて形成した歯形を示したが、これに限らず、例えばトロコイド曲線に基づいて形成した歯形であっても適用可能である。この場合における、本発明に係る諸元値を実施例 2 として、この従来技術としての比較例 2 とともに図 3 に示す。この図に示す実施例 2 および比較例 2 はともに、ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径が 59.99 mm 以上 60.01 mm 以下とされ、この孔の内周面と対向するアウターロータの外周面の外径が 59.80 mm 以上 59.85 mm 以下とされ、インナーロータの外歯の歯数は 9 枚、アウターロータの内歯の歯数は 10 枚とされている。この場合においても、前記実施形態と同様の作用効果を有することができる。

#### 【0032】

また、前記実施形態では、インナーロータ 10 が、エンジンのクランク軸に直結された駆動軸に連結されて、このエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動の構成を示したが、これに限らず、例えば、比較的駆動力が小さい直流モータを駆動手段として、比較的高粘度の軽油などの燃料を搬送する内接型ギヤポンプにおいても適用可能である。すなわち、本発明は、前述したように、衝突発生等の不具合を生じさせることなく、いわゆるインローレスの構成を実現することが可能になるので、摺動抵抗の大幅な低減を実現できるからである。

#### 【0033】

さらに、前記実施形態では、図 1 に示すように、ケーシング 30 の孔 31 の中心 O3 を、インナーロータ 10 の軸心 O1 とアウターロータ 20 の軸心 O2 とを結んで得られる延長線上のうち、軸心 O2 を挟んで軸心 O1 および噛み合い位置 A の反対側に位置する部分に配置した構成を示したが、これに限らず、前記中心 O3 を、インナーロータ 10 の軸心 O1 を中心とした半径  $e_h$  の円周上のうち、軸心 O1 と中心 O3 とを結んで得られる直線と、前記延長線とがなす角度が、 $0^\circ$  以上  $30^\circ$  以下となるように、軸心 O2 を挟んで軸心 O1 および噛み合い位置 A の反対側に位置する部分に配置してもよい。

この場合においても、前記実施形態と同様の作用効果を有することになる。

#### 【産業上の利用可能性】

#### 【0034】

内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制できる内接型ギヤポンプを提供できる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0035】

【図 1】 本発明の一実施形態による内接型ギヤポンプを示す平面図である。

【図 2】 図 1 に示す内接型ギヤポンプの第 1 実施形態として示した諸元値である。

【図 3】 本発明の第 2 実施形態による内接型ギヤポンプの諸元値である。

#### 【符号の説明】

#### 【0036】

- 10 インナーロータ
- 20 アウターロータ
- 30 ケーシング

3 1 孔

S セル

e r インナーロータとアウターロータとの偏心量

e h インナーロータとケーシングに形成された孔との偏心量



【図 2】

(a)

単位:mm

	インナーロータ					アウターロータ				
	大径	小径	外転円直径	内転円直径	第1の基礎円直径	大径	小径	外転円直径	内転円直径	第2の基礎円直径
実施例1	64.860	50.400	3.510	3.720	58.080	72.210	57.750	3.570	3.660	65.340
比較例1	64.920	50.400	3.540	3.720	58.080	72.270	57.750	3.600	3.660	65.340

(b)

単位:mm

	偏心量er	偏心量eh	(eh-er)
実施例1	3.615	3.630	0.015
比較例1	3.630	3.630	0

【図 3】

単位:mm

	インナーロータ		アウターロータ		偏心量er	偏心量eh	(eh-er)
	大径	小径	大径	小径			
実施例2	46.200	37.800	51.000	42.100	2.235	2.250	0.015
比較例2	46.260	37.800	51.000	42.100	2.250	2.250	0

## 【書類名】要約書

## 【要約】

【課題】 内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制できる内接型ギヤポンプを提供する。

【解決手段】 内歯 21 を有するアウターロータ 20 と外歯 11 を有するインナーロータ 10 とが噛み合って回転するときに流体を吸入・吐出して流体を搬送する内接型ギヤポンプであって、ケーシング 30 に形成された、両ロータ 10, 20 が収納される孔 31 の内径は、アウターロータ 20 の外径より 0.1 mm 以上 0.6 mm 以下大きく設定され、インナーロータ 10 とアウターロータ 20 との偏心量を  $e_r$ 、インナーロータ 10 とケーシング 30 の孔 31 との偏心量を  $e_h$  とするとき、

$0.005\text{ mm} \leq (e_h - e_r) \leq 0.030\text{ mm}$   
を満たすように構成する。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 3 - 4 3 5 3 7 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 6 2 6 4 ]

1. 変更年月日

1 9 9 2 年 4 月 1 0 日

[変更理由]

住所変更

住 所

東京都千代田区大手町 1 丁目 5 番 1 号

氏 名

三菱マテリアル株式会社

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP04/019253

International filing date: 22 December 2004 (22.12.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP  
Number: 2003-435370  
Filing date: 26 December 2003 (26.12.2003)

Date of receipt at the International Bureau: 24 February 2005 (24.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse